

## Pengaruh Perubahan Sudut Pengapian Terhadap Prestasi Mesin Motor 4 Langkah

I Gusti Gde Badrawada

Jurusan Teknik Mesin, IST Akprind, Jl. Kalisahak 28 Yogyakarta  
gdebadrawada@yahoo.co.id

### Abstract

*The aim of this research is to find the influence of ignition timing to engine performance of 4 stroke motorcycle. The engine performance is affected by several variables such as octane number, time taken in intake stroke, compression ratio and ignition timing. The optimum engine performance can be achieved by using a variable, timing ignition in this case, that is set into optimum.*

*To understand the influence of ignition timing to the engine performance, a research was conducted by experimental method. In this research timing ignition was varied by  $10^\circ$ ,  $15^\circ$  and  $20^\circ$ . For each timing ignition the engine rotation was set from 3000 rpm to 6000 rpm. The data were then taken by using measurement apparatus.*

*The research showed that ignition timing in  $10^\circ$  had engine performance value (power and torque) higher relatively than others but has lowest fuel conversion efficiency.*

**Keywords:** ignition timing, engine performance, engine rotation.

### 1. Pendahuluan

Kendaraan bermotor merupakan salah satu alat transportasi yang memerlukan *engine* sebagai penggerak mulanya, baik roda dua maupun roda empat. Motor bakar merupakan salah satu *engine* yang digunakan sebagai penggerak mula tersebut, yang merupakan suatu mesin konversi energi yang merubah energi kalor menjadi energi mekanik. Dengan adanya energi kalor sebagai suatu penghasil tenaga maka sudah semestinya memerlukan bahan bakar dan sistim pembakaran yang terjadi sebagai sumber kalor tersebut. Dalam hal ini bahan bakar yang sering digunakan pada kendaraan bermotor maupun *engine* pada industri adalah bensin dan solar, meskipun banyak dijumpai bahan bakar non oil, seperti *coal* dan gas sebagai bahan bakar alternatif. Berkaitan dengan kenaikan jumlah kendaraan yang sebagaian besar berbahan bakar minyak tersebut memacu kenaikan permintaan serta penggunaan bahan bakar semakin meningkat, hal ini bertolak belakang dengan ketersediaan cadangan minyak didalam perut bumi

yang semakin menipis. Oleh karena itu perlu adanya pemikiran dalam mendisain suatu *engine* dengan efisensi yang tinggi.

Cara untuk mendapatkan unjuk kerja mesin yang optimal dapat bermacam-macam, salah satunya adalah merubah sudut pengapian. Data yang digunakan untuk pedoman untuk mengeset mesin, yang berhubungan dengan sudut pengapian, agar mendapat unjuk kerja mesin yang optimum perlu ditambah. Dengan demikian pengguna dapat mengatur mesin sesuai dengan tujuan penggunaannya.

Motor bakar torak merupakan salah satu jenis motor bakar yang menggunakan efek dari loncatan bunga api untuk sistem penyalaan dalam proses perolehan kalornya. Pengapian didalam sistem tersebut sangat berpengaruh terhadap daya yang dihasilkan, hal ini berkaitan dengan proses pembakaran yang terjadi didalam ruang bakar (*combustion chamber*), hasil dari proses pembakaran yang sempurna akan menghasilkan daya efektif yang lebih optimal.



Agar penelitian terfokus pada hal-hal yang diteliti dan dibahas maka penulis membatasinya agar tidak keluar dari pokok pembahasan. Adapun untuk batasan masalahnya adalah sebagai berikut:

1. Motor yang digunakan untuk penelitian adalah motor Kawasaki Blitz (4 langkah, 1 silinder)
2. Variasi perubahan sudut timing pengapian sebesar  $10^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $20^\circ$  sebelum Titik Mati Atas (TMA)
3. Cara penggeseran timing pengapian dengan menggeser posisi pulser.
4. Tidak menjelaskan tentang terjadinya reaksi kimia
5. Bahan bakar yang digunakan adalah bensin.

Penelitian oleh Suryanto (2001) tentang "Pengaruh Variasi Sudut Penyalaan Terhadap Daya Engine Toyota K-4 Dengan Bahan Bakar Gas", dengan variasi sudut  $5^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $15^\circ$  sebelum TMA mendapatkan hasil dengan variasi putaran dan variasi perubahan sudut derajat pengapian menghasilkan daya yang meningkat sebesar 12,96% pada perubahan sudut  $10^\circ$ .

Penelitian tentang "Pengaruh Sudut Timing Pengapian Dengan Inklinasi Port Venture Mixer  $5^\circ$  Pada Engine Toyota K-4 Bahan Bakar Gas Terhadap Emisi Gas Buang" oleh Setyawan (2001), dengan perubahan sudut timing pengapian  $5^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $20^\circ$  sebelum TMA, menghasilkan; pada sudut pengapian  $10^\circ$  menunjukkan pembakaran yang lebih sempurna dibanding dengan sudut pengapian lainnya, yang ditunjukkan oleh kadar emisi gas CO, CO<sub>2</sub>, dan HC paling rendah dibanding yang lain setiap putaran.

Pada peneliti yang lain Gunawan, (2002), yang meneliti tentang perbedaan antara pemakaian bahan bakar premium dan super TT terhadap *Specific Fuel Consumption*, *Air Fuel Ratio* dan kinerja pada engine Toyota K-4, dimana peneliti memvariasikan derajat sudut pengapian dan menyimpulkan bahwasannya torsi, daya dan tekanan efektif yang dihasilkan mengalami kenaikan pada setiap kenaikan putaran dan perubahan derajat sudut pengapian.

Tujuan dan manfaat dari penelitian ini adalah:

1. Mengetahui seberapa besar pengaruh perubahan sudut pengapian terhadap momen torsi, daya poros, laju konsumsi bahan bakar, konsumsi bahan bakar spesifik dan efisiensi perubahan bahan bakar (*fuel conversion efficiency*).
2. Sebagai acuan dalam pengembangan teknologi otomotif khususnya modifikasi mesin.
3. Setelah didapat sudut pengapian yang optimal maka analisa tersebut dapat diaplikasikan pada motor bakar, khususnya sepeda motor 4 langkah.

## 2. Fundamental

Salah satu penggerak mula yang banyak digunakan adalah mesin kalor, yaitu mesin konversi energi yang memanfaatkan energi thermal menjadi energi mekanik sehingga menghasilkan usaha yang dapat dimanfaatkan untuk membantu kinerja manusia. Energi kalor pada sistem ini diperoleh dengan adanya proses pembakaran, proses fisi bahan bakar nuklir atau proses yang lain. Ditinjau dari cara memperoleh energi termal ini mesin kalor dibagi menjadi dua golongan yaitu mesin pembakaran luar atau *external combustion engine* (ECE) dan mesin pembakaran dalam atau *internal combustion engine* (ICE).

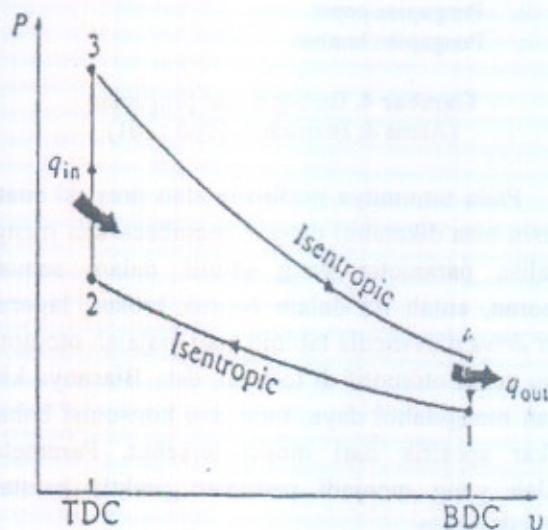
Motor bakar torak merupakan jenis alat konversi energi yang kadang menggunakan beberapa silinder atau single silinder yang didalamnya terdapat piston atau torak yang bergerak translasi didalam silinder, kemudian gerak translasi ditransmisikan ke poros engkol (*crank shaft*) melalui batang torak (*connecting rod*) yang dirubah menjadi gerakan rotasi didalam *crank shaft*. Konversi energi yang terjadi pada motor bakar torak berdasarkan pada siklus termodinamika. Proses termodinamika yang terjadi sangat kompleks untuk dianalisis secara teori. Untuk memudahkan analisis tersebut dengan asumsi suatu keadaan yang ideal.

Siklus Otto (siklus udara volume konstan) dapat digambarkan dengan grafik P-v, pada siklus Otto atau siklus volume konstan, proses pembakaran terjadi pada volume konstan. Sedangkan siklus Otto tersebut ada yang berlangsung dengan



4 langkah atau 2 langkah. Adapun langkah dalam siklus Otto yaitu gerakan piston dari Titik Mati Atas (TMA) ke posisi Titik Mati Bawah (TMB) dalam silinder. Siklus ini dianggap “tertutup” artinya siklus ini berlangsung dengan fluida kerja yang sama; atau, gas yang berada di dalam silinder pada titik 1 dapat dikeluarkan dari dalam silinder pada waktu langkah buang, tetapi pada langkah hisap berikutnya akan masuk sejumlah fluida yang sama.

Proses siklus Otto sebagai berikut:



(Cengel & Boles, 1994: 458)

Gambar 1. Diagram P – v siklus Otto

Proses 1 – 2 adalah proses kompresi, berlangsung secara isentropik. Proses 2 – 3 adalah proses pemasukan kalor dimana besarnya kalor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan  $Q_{in} = m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2)$ . Proses 3 – 4 adalah proses ekspansi berlangsung secara isentropik. Proses 4 – 1 adalah proses pembuangan kalor yang berlangsung secara isovolume. Besar kalor yang dibuang adalah  $Q_{out} = m \cdot C_v \cdot (T_4 - T_1)$ .

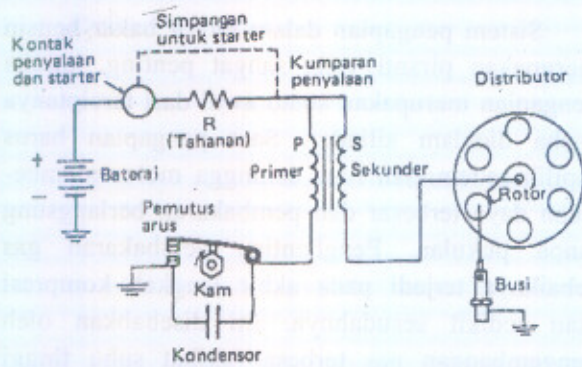
Dalam kenyataan tidak ada satu siklus pun merupakan siklus volume konstan, siklus tekanan konstan. Diagram P-v siklus sebenarnya diperoleh sebagai hasil dari pengukuran tekanan gas didalam silinder dengan menggunakan alat ukur yang khusus dibuat untuk keperluan itu, diagram tersebut biasa disebut dengan diagram indikator

Sistem pengapian dalam motor bakar bensin merupakan piranti yang sangat penting, karena pengapian merupakan suatu awal dari terciptanya usaha didalam silinder. Saat pengapian harus dipilih sedemikian rupa sehingga motor memberikan daya terbesar dan pembakaran berlangsung tanpa pukulan. Penghentian pembakaran gas sebaiknya terjadi pada akhir langkah kompresi atau sedikit sesudahnya. Ini disebabkan oleh pengembangan gas terbesar akibat suhu tinggi harus terjadi pada volume terkecil, sehingga piston mendapatkan tekanan besar.

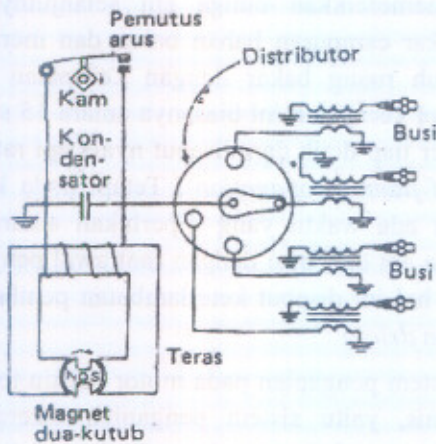
Pembakaran terjadi di ruang bakar oleh busi yang memercikkan bunga api selanjutnya api membakar campuran bahan bakar dan merambat keseluruhan ruang bakar dengan kecepatan tetap. Besarnya kecepatan ini biasanya antara 15 sampai 20 meter tiap detik dan disebut nyala api rata-rata (*rate of flame propagation*). Tetapi pada kenyataannya ada waktu yang diperlukan antara saat percikan api dari busi dengan saat awal penyebaran api, hal ini disebut keterlambatan pembakaran (*ignition delay*)

Sistem pengapian pada motor bensin terdapat dua jenis, yaitu sistem pengapian baterai dan sistem pengapian magneto. Kedua sistem ini mempunyai prinsip dan tujuan yang sama yaitu sama-sama memakai arus listrik yang tinggi untuk menciptakan loncatan bunga api di antara kedua ujung elektroda busi. Gambar 2 menunjukkan skematik sistem penyalan konvensional, sistem ini terdiri dari sebuah baterai sebagai sumber energi listrik, kontak penyalan kumparan, tahanan, distributor, busi dan kabel-kabel penghubung. Kumparan penyalan atau lazim disebut koil berfungsi menaikkan tegangan dari baterai menjadi tegangan tinggi didalam kumparan-kumparannya. Tahanan terkadang dibutuhkan untuk mengatur arus primer pada koil agar jangan naik terlalu tinggi. Distributor yang didalamnya terdapat beberapa komponen seperti pemutus arus, kam, kodensor, rotor, dan alat pengatur penyalan berfungsi membagi tegangan pada masing-masing busi, yaitu apabila terdapat lebih dari satu silinder.



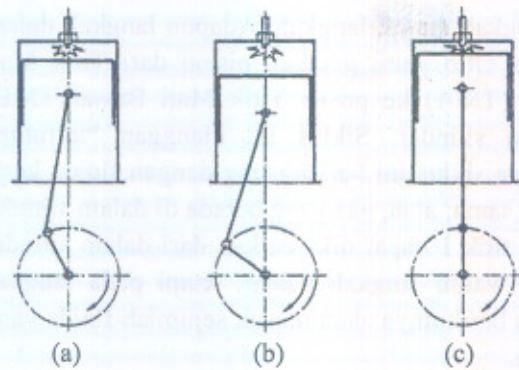


Gambar 2. Sistem penyalan baterai  
(Arismunandar, 2002: .63)



Gambar 3. Skema sistem maggeto tegangan rendah, dua kutub  
(Arismunandar, 2002: .63)

Sistim magneto (gambar 3) memanfaatkan medan magnet dan kumparan sebagai penghasil energi listrik. Medan magnet didalam kumparan primer dan sekunder dibangkitkan oleh putaran magnet permanen. Pada waktu magnet permanen berputar menjauhi kutub terasnya, pada saat mencapai kedudukan tertentu arus primer mencapai harga maksimum, akan tetapi pemutus arus segera terbuka sehingga arus primer itupun terputus. Didalam kumparan sekunder akan terinduksi tegangan tinggi sehingga terjadi loncatan listrik diantara kedua elektroda busi.



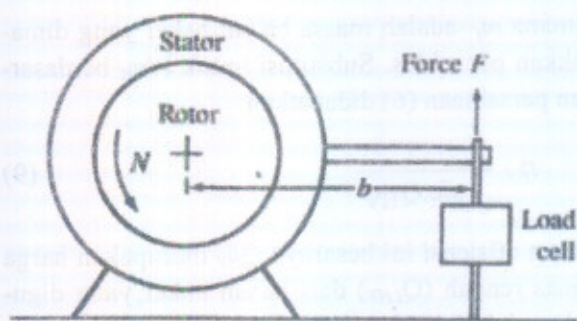
- Pengapian tepat
- Pengapian cepat
- Pengapian lambat

Gambar 4. Berbagai saat pengapian  
(Arens & Brenschot, 1980 : 101)

Pada umumnya performa atau prestasi suatu mesin bisa diketahui dengan membaca dan menganalisa parameter yang ditulis dalam sebuah laporan, entah itu dalam bentuk brosur, laporan *test drive* dari media tabloid atau majalah otomotif atau acara otomotif di televisi, dsb. Biasanya kita akan mengetahui daya, torsi dan konsumsi bahan bakar spesifik dari mesin tersebut. Parameter itulah yang menjadi pedoman praktis prestasi sebuah mesin.

Dinamometer biasanya digunakan untuk mengukur torsi sebuah mesin. Adapun mesin yang akan diukur torsiya tersebut diletakan pada sebuah *testbed* dan poros keluaran mesin dihubungkan dengan rotor dinamometer. Prinsip kerja dari sebuah dinamometer dapat dilihat pada Gambar 5. Rotor dihubungkan secara elektromagnetik, hidrolis, atau dengan gesekan mekanis terhadap stator yang ditumpu oleh bantalan yang mempunyai gesekan kecil. Torsi yang dihasilkan oleh stator ketika rotor tersebut berputar diukur dengan cara menyeimbangkan stator dengan alat pemberat, pegas atau pneumatik.





Gambar 5. Skema dari prinsip operasi dari sebuah dinamometer.  
(Heywood, 1988: 46)

Torsi yang dihasilkan mesin (Heywood, 1988: 46) adalah:

$$T = F \times b \quad (1)$$

Adapun daya yang dihasilkan mesin atau diserap oleh dinamometer adalah hasil perkalian dari torsi dan kecepatan sudut:

$$P = 2 \pi N \times T \times 10^{-3} \quad (2)$$

Dalam satuan SI, yaitu:

$T$  = Torsi (Nm)

$P$  = Daya (kW)

$F$  = Gaya penyeimbang (N)

$b$  = Jarak lengan torsi (m)

$N$  = Putaran kerja (rev/s)

Catatan: torsi adalah ukuran dari kemampuan sebuah mesin melakukan kerja sedangkan daya adalah angka dari kerja yang telah dilakukan.

Besarnya daya mesin yang diukur seperti dengan yang didiskripsikan di atas dinamakan dengan *brake power*. Daya disini adalah daya yang dihasilkan oleh mesin untuk mengatasi beban, dalam kasus ini adalah sebuah *brake*.

Unjuk kerja mesin relatif yang terukur, dapat diperoleh dari pembagian kerja per siklus dengan perpindahan volume silinder per siklus. Parameter ini merupakan gaya per satuan luas dan dinamakan dengan *mean effective pressure (mep)* (Heywood, 1988: 50).

$$\text{Kerja per siklus} = \frac{P n_R}{N} \quad (3)$$

Dimana:  $n_R$  = Jumlah putaran engkol untuk setiap langkah kerja

(2 untuk siklus 4 langkah; 1 untuk siklus 2 langkah)

$$mep = \frac{P n_R \times 10^3}{V_d \times N} \quad (4)$$

dalam satuan SI:

$mep$  = Tekanan efektif rata-rata (kPa)

$V_d$  = Volume langkah ( $\text{dm}^3$ )

Tekanan efektif rata-rata juga dapat dinyatakan dengan torsi

$$mep = \frac{6,28 n_R T}{V_d} \quad (5)$$

*Brake mean effective pressure (bmep)* didefinisikan sebagai tekanan konstan teoritis yang dapat dibayangkan terjadi pada setiap langkah kerja dari mesin untuk menghasilkan output daya yang sama dengan *brake horse power / BHP* (kadang disebut dengan *effective horsepower*). BHP itu sendiri didefinisikan sebagai jumlah daya yang terdapat pada poros, sedangkan *indicated horsepower/IHP* didefinisikan sebagai daya yang dikonsumsi oleh motor.

Dalam pengujian mesin konsumsi bahan bakar diukur sebagai aliran massa bahan bakar per unit waktu ( $m_f$ ). Konsumsi bahan bakar spesifik/*specific fuel consumption (sfc)* adalah laju aliran bahan bakar per satuan daya. Pengukuran ini dilakukan untuk mengetahui bagaimana efisiensi mesin dalam menggunakan bahan bakar untuk menghasilkan daya (Heywood, 1988: 51) adalah:

$$sfc = \frac{m_f}{P} \quad (6)$$

Dengan

$sfc$  = Konsumsi bahan bakar spesifik (mg/J)

$m_f$  = Massa bahan bakar (g/detik)

$P$  = daya (kW)

Laju konsumsi bahan bakar dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut

$$m_f = \frac{1}{t} \times \rho_{bb} \quad (7)$$

dengan:



$t$  = Waktu konsumsi bahan bakar setiap 1 ml (dt)

$\rho_{bb}$  = Massa jenis bahan bakar ( $\text{gr}/\text{cm}^3$ )

$\rho_{\text{prem}} = 0,73 \text{ gr}/\text{cm}^3$  untuk premium

Efisiensi adalah perbandingan antara daya yang dihasilkan per siklus terhadap jumlah energi yang disuplai per siklus yang dapat dilepaskan selama pembakaran. Suplai energi yang dapat dilepas selama pembakaran adalah massa bahan bakar yang disuplai per siklus dikalikan dengan harga panas dari bahan bakar ( $Q_{HV}$ ). Harga panas bahan bakar ditentukan dalam sebuah prosedur tes standar dimana diketahui massa bahan bakar yang terbakar sempurna dengan udara dan energi dilepas oleh proses pembakaran yang kemudian diserap dengan kalorimeter. Pengukuran efisiensi ini dinamakan dengan *fuel conversion efficiency* ( $\eta_f$ ) (Heywood, 1988: 52) dan didefinisikan sebagai:

$$\eta_f = \frac{W_c}{m_f \cdot Q_{HV}} = \frac{(P n_R / N)}{(m_f \cdot n_R / N) Q_{HV}} = \frac{P}{m_f \cdot Q_{HV}} \quad (8)$$

dimana  $m_f$  adalah massa bahan bakar yang dimasukkan per siklus. Substitusi untuk  $P/m_f$  berdasarkan persamaan (6) didapatkan:

$$\eta_f = \frac{1}{\text{sfc} \cdot Q_{HV}} \quad (9)$$

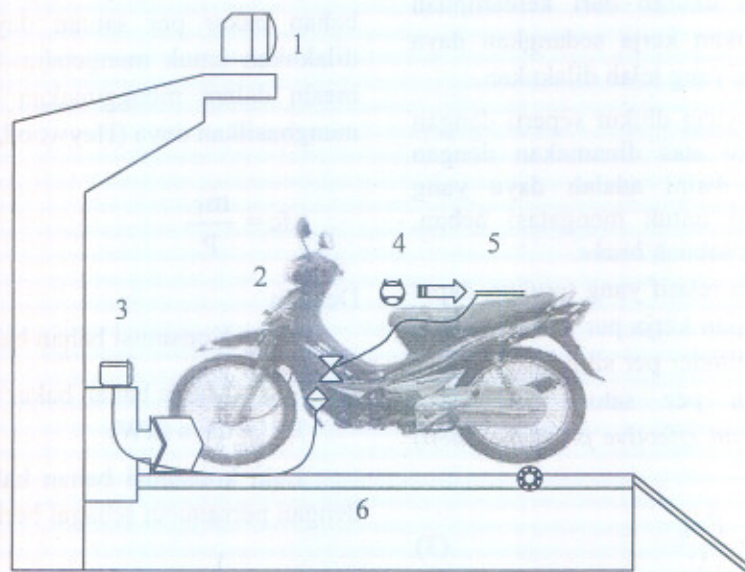
dalam efisiensi ini besarnya  $Q_{HV}$  merupakan harga panas rendah ( $Q_{LHV}$ ) dari bahan bakar yang digunakan dalam MJ/kg (Heywood, 1988: 52).

#### 4. Metodologi

Mesin uji yang digunakan dalam pengujian ini adalah mesin sepeda motor 4 langkah (2) dengan spesifikasi teknis sebagai berikut:

Merek Kawasaki Blitz-R 2004, jumlah silinder 1 buah, diameter silinder dan langkah 53,0 x 50,6 mm, volume langkah 112 ml (cc), perbandingan kompresi 9,5 : 1, sistem pengapian CDI (*Capasitive Discharge Ignition*)

Sedangkan alat bantu yang digunakan adalah dinamometer tipe SD 325 (6), *output screen data* dinamometer (3), *console Dyno 325* (1), *stop-watch* (4), buret ukur (5), dan busur derajat.



Gambar 6. Skema Penggunaan Alat Uji



Ada dua tahapan yang dilakukan pada pengujian ini yaitu langkah persiapan dan langkah pengujian:

Persiapan dan pemeriksaan bagian mesin

1. Melakukan pengecekan kondisi mesin uji yang meliputi kondisi minyak pelumas mesin, busi, kabel CDI, kabel koil, dan kabel-kabel sistem kelistrikan yang lainnya.
2. Melakukan servis atau *tune up* pada mesin uji yang meliputi penyetelan karburator, sudut pengapian dan bukaan katup ruang bakar.

Persiapan dan pemeriksaan pada bagian alat uji

1. Memeriksa pemasangan mesin uji dan perangkat alat uji.
2. Menyiapkan dan memeriksa alat ukur dan alat-alat tambahan lainnya.
3. Memeriksa selang dan sambungan-sambungan untuk memastikan tidak terdapat kebocoran ataupun hal lain yang dapat menghambat proses pengujian.
4. Memastikan semua instrument bisa bekerja dengan baik untuk mendapatkan hasil yang optimal dan menghindari terjadinya kecelakaan kerja.

Langkah-langkah pengujian kinerja mesin sebagai berikut:

1. Menaikkan dan memasang motor yang menggunakan busi standar pada alat uji *Dynometer*.
2. Pengisian bahan bakar premium, bahan bakar diisiikan langsung pada buret ukur tanpa melalui tangki bahan bakar.
3. Pemanasan mesin dengan menghidupkan mesin tanpa beban yang dimaksudkan agar suhu mesin dalam keadaan ideal, untuk mencapai kondisi operasi mesin. Dilakukan sekitar 2-3 menit.
4. Setelah proses pemanasan selesai, gigi persneleng dimasukkan pada posisi gigi 3. Dikarenakan pada posisi gigi 3 power band lebih luas/besar dan tenaga puncak lebih cepat terasa.
5. Mengatur putaran mesin dengan membuka katup gas hingga mencapai putaran mesin 3000 rpm. Setelah putaran mesin yang diinginkan sudah tercapai, mulai pengambilan data yaitu

torsi, konsumsi bahan bakar dan putaran output pada dinamometer diawali dengan melakukan pergeseran sudut timing 10°.

6. Menaikkan putaran mesin setiap kenaikan 500 rpm dengan memutar bukaan gas sampai putaran 6000 rpm
7. Mencatat data operasi meliputi putaran mesin, torsi yang dihasilkan serta waktu untuk menghabiskan 1 ml bahan bakar. Pada setiap putaran mesin dilakukan satu kali pengambilan data
8. Setelah mencapai 6000 rpm dan pencatatan data selesai dilakukan, maka putaran mesin sedikit demi sedikit dikurangi dan mematikan mesin setelah mencapai putaran stasioner
9. Pengambilan data kembali dilakukan dengan melakukan pergeseran sudut pengapian 15° dan 20° pada mesin.

#### 4. Hasil dan Pembahasan

Tabel 1 Hasil pengujian torsi

Putaran	10°	15°	20°
3000	3.2	3.1	3.1
3500	4.6	4.5	4.2
4000	5.4	5.2	4.9
4500	6.6	6.1	6.3
5000	7.4	7.7	8.1
5500	9.7	9.3	9.1
6000	11.8	11.8	11.4

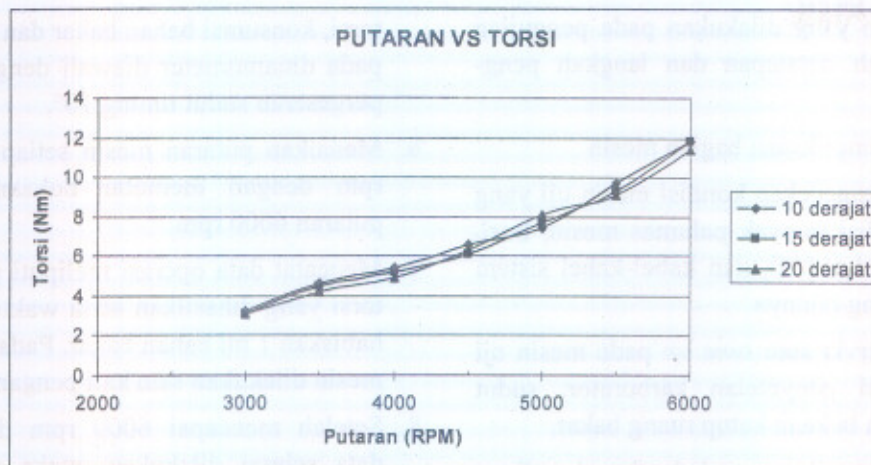
Dari tabel 1 diatas, kemudian dapat ditampilkan dalam bentuk grafik seperti gambar 7 di bawah.

Dari gambar 7 dapat dilihat bahwa semakin tinggi putarannya maka torsi akan semakin naik, baik untuk sudut pengapian 10°, 15°, 20°. Tetapi torsi untuk sudut pengapian 10° relatif lebih tinggi dari sudut pengapian yang lain.

Dengan menggunakan persamaan (2) maka diperoleh hasil daya poros sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 P &= 2 \pi N \times T \times 10^{-3} \\
 &= \frac{2 \times 3.14 \times 3000 \times 3.2}{60 \times 1000} \\
 &= 1.005 \text{ kW}
 \end{aligned}$$





Gambar 7. Grafik putaran-torsi.

Tabel 2. Hasil perhitungan daya poros

Putaran	10°	15°	20°
3000	1.005	0.973	0.977
3500	1.685	1.649	1.535
4000	2.262	2.178	2.058
4500	3.110	2.874	2.977
5000	3.874	4.031	4.252
5500	5.587	5.536	5.255
6000	7.414	7.414	7.182

Identik dengan hubungan putaran dengan torsi, maka pada grafik putaran dengan daya juga mengalami hal yang sama. Semakin tinggi putaran maka daya yang dihasilkan juga akan mengalami kenaikan. Dari gambar 8 dapat dilihat bahwa sudut pengapian 10° mempunyai daya yang relatif lebih tinggi dari sudut pengapian yang lain.

Dengan menggunakan persamaan (4) maka diperoleh hasil tekanan efektif rata-rata sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 b_{mep} &= \frac{P_b n_R \times 10^3}{V_d \times N} \\
 &= \frac{1.005 \times 2 \times 10^3}{0.1 \times \left(\frac{3000}{60}\right)} \\
 &= 402 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

Tabel 3. Hasil perhitungan tekanan efektif rata-rata (bmep)

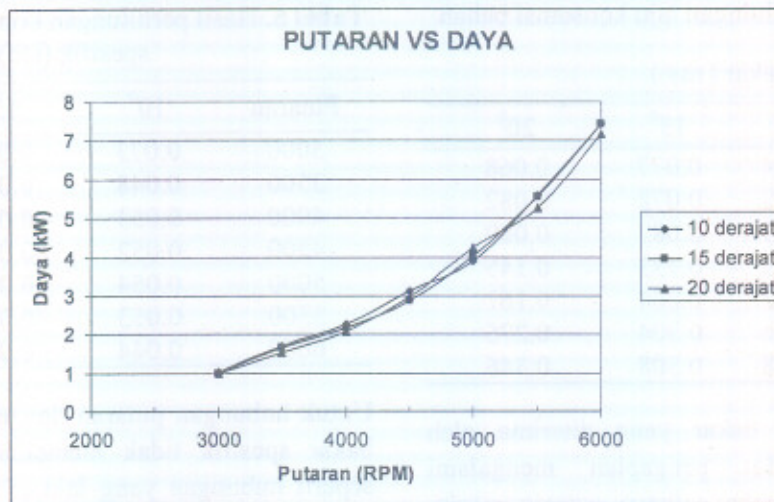
Putaran	10°	15°	20°
3000	402	389.20	390.6
3500	577.747	565.403	529.21
4000	678.566	653.367	617.399
4500	829.333	766.4	793.813
5000	929.797	967.478	1020.96
5500	1218.94	1168.54	1146.59
6000	1482.80	1482.8	1436.4

Identik dengan hubungan putaran dengan torsi, maka pada grafik putaran dengan tekanan efektif rata-rata juga mengalami hal yang sama. Semakin tinggi putaran maka tekanan efektif rata-rata yang dihasilkan juga akan mengalami kenaikan. Dari gambar 9 dapat dilihat bahwa sudut pengapian 10° mempunyai tekanan efektif rata-rata yang relatif lebih tinggi dari sudut pengapian yang lain.

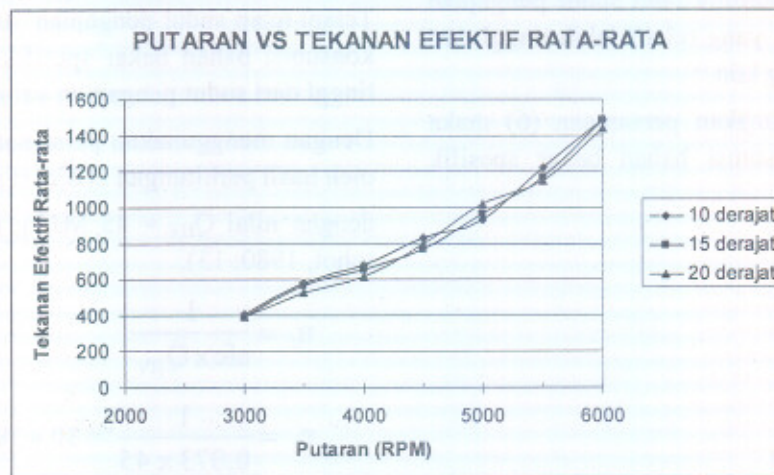
Dengan menggunakan persamaan (7) maka diperoleh hasil laju konsumsi bahan bakar sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 m_f &= \frac{1}{t} \times \rho_{bb} \\
 &= \frac{1}{9.85} \times 0.73 \\
 &= 0.074 \text{ g/detik}
 \end{aligned}$$

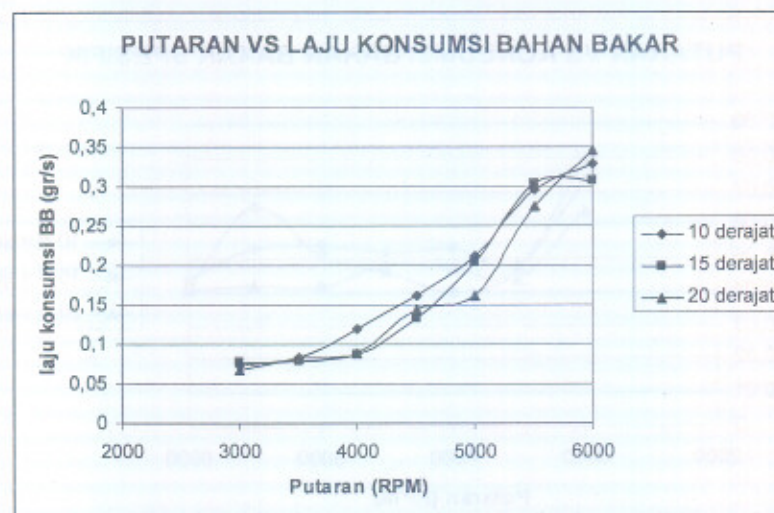




Gambar 8. Grafik putaran-daya



Gambar 9. Grafik putaran-tekanan efektif rata-rata



Gambar 10. Grafik putaran-laju konsumsi bahan bakar



Tabel 4. Hasil perhitungan laju konsumsi bahan

Putaran	bakar ( $m_f$ )		
	$10^\circ$	$15^\circ$	$20^\circ$
3000	0.074	0.077	0.068
3500	0.082	0.078	0.082
4000	0.119	0.087	0.089
4500	0.162	0.133	0.145
5000	0.212	0.204	0.161
5500	0.296	0.304	0.275
6000	0.328	0.308	0.346

Jumlah laju bahan bakar yang diterima oleh masing-masing sudut pengapian mengalami kenaikan seiring dengan naiknya putaran mesin. Pada gambar 10 dapat dilihat bahwa jumlah laju bahan bakar yang diterima oleh sudut pengapian  $10^\circ$  mempunyai nilai yang relatif lebih tinggi dari sudut pengapian yang lain.

Dengan menggunakan persamaan (6) maka diperoleh hasil konsumsi bahan bakar spesifik sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{sfc} &= \frac{m_f}{P_b} \\ &= \frac{0.074}{1.005} \\ &= 0.073 \text{ mg/J} \end{aligned}$$

Tabel 5. Hasil perhitungan konsumsi bahan bakar spesifik (sfc)

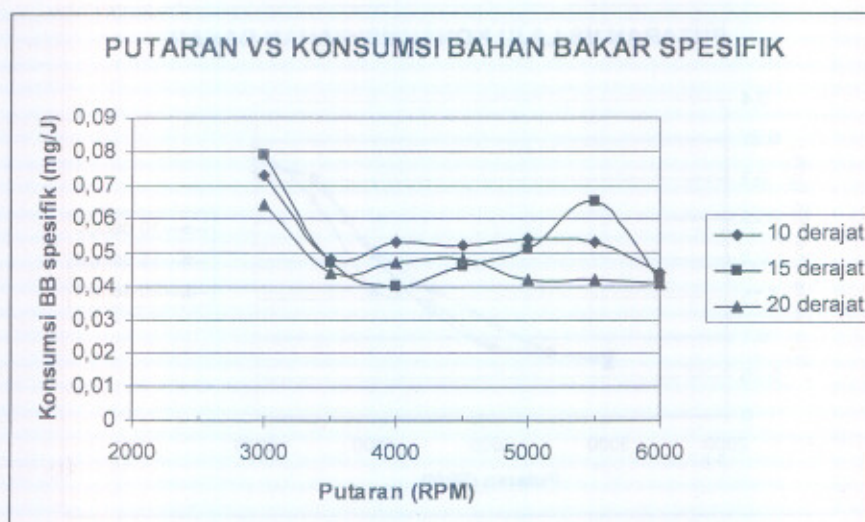
Putaran	$10^\circ$	$15^\circ$	$20^\circ$
3000	0.073	0.079	0.064
3500	0.048	0.047	0.044
4000	0.053	0.040	0.047
4500	0.052	0.046	0.048
5000	0.054	0.051	0.042
5500	0.053	0.065	0.042
6000	0.044	0.042	0.041

Untuk hubungan putaran dengan konsumsi bahan bakar spesifik tidak mengalami kecenderungan seperti hubungan yang lain di atas. Dari gambar 11 dapat dilihat bahwa hubungan putaran dengan konsumsi bahan bakar spesifik terjadi fluktuasi. Tetapi tetap sudut pengapian  $10^\circ$  mempunyai nilai konsumsi bahan bakar spesifik yang relatif lebih tinggi dari sudut pengapian yang lainnya.

Dengan menggunakan persamaan (9) maka diperoleh hasil perhitungan efisiensi sebagai berikut:

dengan nilai  $Q_{HV} = 45 \text{ MJ/kg}$  (Arends & Barenshot, 1980: 13).

$$\begin{aligned} \eta_f &= \frac{1}{\text{sfc} \times Q_{HV}} \\ \eta_f &= \frac{1}{0.073 \times 45} = 30.4 \% \end{aligned}$$



Gambar 11. Grafik putaran-konsumsi bahan bakar spesifik.



**Tabel 6.** Hasil perhitungan efisiensi

Putaran	10°	15°	20°
3000	30.44	28.09	32.21
3500	46.30	46.98	41.93
4000	46.90	55.69	51.68
4500	42.74	48.1	45.35
5000	41.15	43.92	49.3
5500	42.01	34.14	42.74
6000	50.28	53.55	46.30

Dari gambar 12 dapat dilihat bahwa untuk nilai efisiensi berfluktuasi dan sudut pengapian 10° mempunyai nilai efisiensi yang paling rendah dari nilai efisiensi untuk sudut pengapian yang lain.

### 5. Kesimpulan

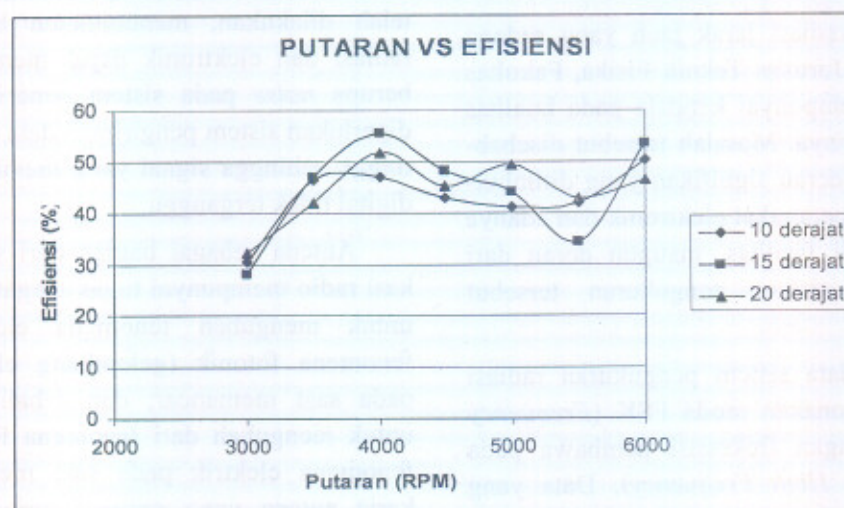
Dari hasil penelitian yang telah dilakukan, maka dapat kita simpulkan bahwa:

1. Untuk masing-masing parameter unjuk kerja mesin yang dihitung dengan persamaan yang telah ditentukan akan mengalami kenaikan seiring dengan naiknya putaran mesin.
2. Dari ketiga jenis sudut pengapian, maka sudut pengapian 10° akan menghasilkan torsi dan daya mesin yang paling besar dikarenakan laju konsumsi bahan bakar yang diterima juga paling besar. Tetapi peningkatan daya yang ditimbulkan oleh peningkatan laju konsumsi bahan bakar tidaklah signifikan sehingga sudut

pengapian 10° mempunyai nilai efisiensi paling rendah dibanding sudut pengapian yang lain.

### Daftar pustaka

- Arends, BPM. & Barendschot, H. 1980. *Motor Bensin*. Cetakan Keempat. Erlangga, Indonesia. Vam.Voorschoten, Belanda.
- Arismunandar, Wiranto. 2002, *Motor Bakar Torak*. ITB Bandung.
- Buku Servis & Pedoman Pemilik PT. KAWASAKI MOTOR INDONESIA.
- Cengel, Yunus A. & Boles, Michael A. 1994. *Termodinamika – An Engineering Approach*. McGraw, Hill Book Company. Singapore.
- Gunawan, Saktia. 2002, *Perbedaan antara Pemakaian Bahan Bakar Premium Dan Super TT Terhadap Specific Fuel Consumption, Air Fuel Ratio Dan Kinerja Pada Engine Toyota K-4*. ISTA. Yogyakarta.
- Heywood, Jhon B. 1988. *Internal Combustion Engine Fundamental*. McGraw, Hill Book Company. Singapore.
- Setyawan, A. 2001. *Pengaruh Sudut Timing Pengapian Dengan Inklinasi Port Venture Mixer 5° Pada Engine Toyota K-4 Bahan Bakar Gas Terhadap Emisi Gas Buang*. ISTA. Yogyakarta.
- Suryanto, D. *Pengaruh Variasi Sudut Penyalaan Terhadap Daya Engine Toyota K-4 Dengan Bahan Bakar Gas*. ISTA. Yogyakarta.

**Gambar 12.** Grafik putaran-efisiensi.